

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 08105496 A

(43) Date of publication of application: 23.04.96

(51) Int. Cl

**F16H 3/62**  
**F16H 3/66**

(21) Application number: 06263203

(71) Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

(22) Date of filing: 03.10.94

(72) Inventor: IBARAKI TAKATSUGU  
MORISAWA KUNIO  
YOSHIZUMI JIRO

**(54) GEAR SPEED CHANGE DEVICE**

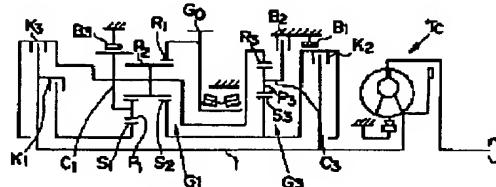
being approximately equal to each other.

(57) Abstract:

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

PURPOSE: To provide a gear speed change device which is constituted to easily set a step width of each change gear ratio to a value suitable for a practical use by adding a third planetary gear mechanism to a main gear shift part and operating a third planetary gear mechanism when a second speed is set.

CONSTITUTION: A Ravigneaux type planetary gear mechanism  $G_1$  of which a main gear shift part consists and a third planetary gear mechanism  $G_3$  being a single pinion type planetary gear mechanism are aligned on one and the same axis. When a fixed element is varied from a state, where a first speed is set at part of the planetary gear mechanism  $G_1$ , to a third carrier  $C_3$ , the carrier  $C_1$  of the main gear shift part is boosted and a ring gear  $R_1$  formed integrally with an output element  $G_0$  is boosted therealong and a second speed is set. Namely, an intermediate speed (a second speed on a whole) to which the third planetary gear mechanism  $G_3$  is related is set. As a result, the step widths of change gear ratios at a forward speed are set to values



(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
F 16 H 3/62  
3/66

識別記号 庁内整理番号  
A 8609-3 J  
B 8609-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数5 FD (全13頁)

(21)出願番号 特願平6-263203

(22)出願日 平成6年(1994)10月3日

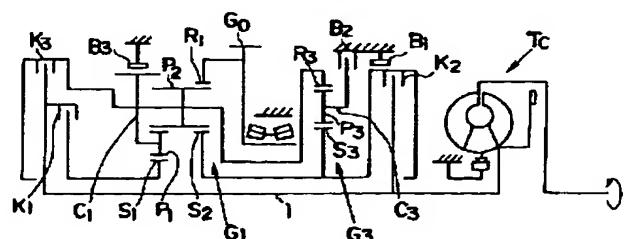
(71)出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(72)発明者 荒木 隆次  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(72)発明者 森澤 邦夫  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(72)発明者 吉住 治郎  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(74)代理人 弁理士 渡辺 丈夫

## (54)【発明の名称】 齒車変速装置

## (57)【要約】

【目的】 前進段での各変速比のステップ幅を可及的に近似させることのできる歯車変速装置を提供する。

【構成】 ラビニヨ型遊星歯車機構G3からなり、もしくはこれと等価のダブルピニオン型およびシングルピニオン型遊星歯車機構の組み合わせからなる主変速部に対して、第3の遊星歯車機構G3を同一軸線上に配置し、第2速を設定する際に第3遊星歯車機構を関与させるよう構成した。したがって主変速部のみによって設定される第1速と第3速に対して、第2速が第3遊星歯車機構G3が関与して設定されるために、その変速比が第1速と第3速とのほぼ中間の適当な値になり、前進段での変速比のステップ幅が均等化される。



G1: ラビニヨ型遊星歯車機構

G3: 第3遊星歯車機構

G0: モータギヤ

B2 第2ブレーキ

1

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 同一軸線上に配置された第 1 サンギヤおよび第 2 サンギヤと、

第 1 サンギヤに噛合するピニオンと、

このピニオンに噛合する他のピニオンと、

これらのピニオンを回転自在に保持するキャリヤと、

前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第 2 サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、

これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車変速装置において、

第 3 サンギヤとこの第 3 サンギヤに対して同心円状に配置された第 3 リングギヤとこれらの第 3 サンギヤおよび第 3 リングギヤに噛合するピニオンを回転自在に保持する第 3 キャリヤとを備えたシングルピニオン型第 3 遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、

第 2 サンギヤが第 3 サンギヤに連結され、

前記主变速部のキャリヤが第 3 リングギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、

第 3 キャリヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴する歯車変速装置。

【請求項 2】 同一軸線上に配置された第 1 サンギヤおよび第 2 サンギヤと、

第 1 サンギヤに噛合するピニオンと、

このピニオンに噛合する他のピニオンと、

これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、

前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第 2 サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、

これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車変速装置において、

第 3 サンギヤとこの第 3 サンギヤに対して同心円状に配置された第 3 リングギヤとこれらの第 3 サンギヤおよび第 3 リングギヤに噛合するピニオンを回転自在に保持する第 3 キャリヤとを備えたシングルピニオン型第 3 遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、

前記主变速部のキャリヤが第 3 遊星歯車機構のキャリヤに連結され、

前記第 1 サンギヤが第 3 サンギヤに連結され、

前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、

第 3 リングギヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴する歯車変速装置。

【請求項 3】 同一軸線上に配置された第 1 サンギヤおよび第 2 サンギヤと、

第 1 サンギヤに噛合するピニオンと、

このピニオンに噛合する他のピニオンと、

これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、

前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第 2 サンギヤに

50

2

噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車変速装置において、

第 3 サンギヤとこの第 3 サンギヤに対して同心円状に配置された第 3 リングギヤとこれらの第 3 サンギヤおよび第 3 リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一对のピニオンを回転自在に保持する第 3 キャリヤとを備えたダブルピニオン型第 3 遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、

前記主变速部のキャリヤが第 3 リングギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが第 3 キャリヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第 3 サンギヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴する歯車変速装置。

【請求項 4】 同一軸線上に配置された第 1 サンギヤおよび第 2 サンギヤと、

第 1 サンギヤに噛合するピニオンと、

このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第 2 サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、

これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車変速装置において、

第 3 サンギヤとこの第 3 サンギヤに対して同心円状に配置された第 3 リングギヤとこれらの第 3 サンギヤおよび第 3 リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一对のピニオンを回転自在に保持する第 3 キャリヤとを備えたダブルピニオン型第 3 遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、

前記主变速部のキャリヤが第 3 リングギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが第 3 サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第 3 キャリヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴する歯車変速装置。

【請求項 5】 同一軸線上に配置された第 1 サンギヤおよび第 2 サンギヤと、

第 1 サンギヤに噛合するピニオンと、

このピニオンに噛合する他のピニオンと、

これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、

前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第 2 サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、

これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車変速装置において、

第 3 サンギヤとこの第 3 サンギヤに対して同心円状に配

置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一对のピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤとを備えたダブルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、前記主变速部のリングギヤが第3キャリヤに連結され、前記第2サンギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3リングギヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴する歯車变速装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、車両用の歯車变速装置に関し、特にFF車（前置きエンジン前輪駆動車）に適した自動变速機用の歯車变速装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】周知のように車両用の自动变速機における歯車变速装置は、複数組の遊星歯車機構を用い、それらの回転要素を適宜に連結するとともに、クラッチやブレーキを用いて入力要素、反力要素、および出力要素を適宜に変更することにより複数の变速段を設定するように構成されている。このような歯車变速装置を主体とする自动变速機は、車体の限られたスペースに搭載されるものであるから、小型であることが要請され、また車両全体としての動力性能を向上させるために軽量であることが必要である。また一方、車両全体としての走行性能を向上させるために、設定可能な变速段がより多いことが望まれ、さらに各变速段の变速比が、動力性能を良好にするとともに滑らかな变速を可能するために、等比級数に近い関係となることが望まれる。

【0003】このような要請を背景として開発された歯車变速装置の一例が特開平4-29648号公報に記載されている。この歯車变速装置は、ラビニヨ型遊星歯車機構にシングルピニオン型遊星歯車機構を同一軸線上に追加配置し、ラビニヨ型遊星歯車機構のキャリヤをシングルピニオン型遊星歯車機構のリングギヤに連結し、全体として前進5段・後進1段の变速段を設定することができるよう構成したものである。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】このような歯車变速装置においても、ラビニヨ型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構のギヤ比（サンギヤの歯数とリングギヤの歯数との比） $\rho$ が、製造・組立て性の点からの要請や寸法上の制約などによって制限され、したがって上述した従来の歯車变速装置における第1速の变速比が、一例として“3.5”に設定され、また第2速の变速比が“1.9”に、さらに第3速の变速比が“1.3”にそれぞれ設定されている。しかるに第2速ないし第5速の各变速比の間のステップ幅（变速比同士の比

率）が“1.15～1.46”程度であるにもかかわらず、第1速と第2速との間のステップ幅が“1.84”であって、他のステップ幅とは大きく異なっている。

【0005】これは上記従来の歯車变速装置が、第1速および第2速をラビニヨ型遊星歯車機構によって設定し、かつ第4速を直結段としているのに対して、第3速は、第2速の状態から、シングルピニオン型遊星歯車機構によってラビニヨ型遊星歯車機構の一方のサンギヤを增速させて設定していることに起因している。そのため上記従来の装置では、第1速と第2速との間の变速を実行する際の变速ショックが大きくなり、あるいはその变速ショックを軽減するために複雑な制御を必要するなどの不都合があった。

【0006】またオーバードライブ段である第5速を設定する場合、シングルピニオン型遊星歯車機構のサンギヤを固定するとともにラビニヨ型遊星歯車機構のキャリヤに入力して、出力要素に連結してあるリングギヤを入力回数以上に增速することとしているため、この第5速での歯車の噛み合い数が多くなり、その結果、動力の伝達効率が低下し、また騒音が大きくなるなどの問題があった。

【0007】この発明は、上記の事情を背景としてなされたものであり、ラビニヨ型遊星歯車機構もしくはこれと実質的に等価のダブルピニオン型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構からなる主变速部に対して、他の遊星歯車機構を同一軸線上に配置した歯車变速装置であって、各变速比のステップ幅を実用に適する値に容易に設定でき、また伝達効率の良好な歯車变速装置を提供することを目的とするものである。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、請求項1に記載した発明は、同一軸線上に配置された第1サンギヤおよび第2サンギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンと、このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのピニオンを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第2サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとからなる主变速部を有する歯車变速装置であって、第3サンギヤとこの第3サンギヤに対して同心円状に配置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤとを備えたシングルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、第2サンギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のキャリヤが第3リングギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3キャリヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴するものである。

【0009】また請求項2に記載した発明は、同一軸線上に配置された第1サンギヤおよび第2サンギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンと、このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第2サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとかなる主变速部を有する歯車变速装置であって、第3サンギヤとこの第3サンギヤに対して同心円状に配置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤと備えたシングルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、前記主变速部のキャリヤが第3遊星歯車機構のキャリヤに連結され、前記第1サンギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3リングギヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴するものである。

【0010】さらに請求項3に記載した発明は、同一軸線上に配置された第1サンギヤおよび第2サンギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンと、このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第2サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとかなる主变速部を有する歯車变速装置であって、第3サンギヤとこの第3サンギヤに対して同心円状に配置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一対のピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤと備えたダブルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、前記主变速部のキャリヤが第3遊星歯車機構のキャリヤに連結され、前記第1サンギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが第3キャリヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3キャリヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴するものである。

【0011】請求項4に記載した発明は、同一軸線上に配置された第1サンギヤおよび第2サンギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンと、このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第2サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとか

なる主变速部を有する歯車变速装置であって、第3サンギヤとこの第3サンギヤに対して同心円状に配置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一対のピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤと備えたダブルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、前記主变速部のキャリヤが第3リングギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3キャリヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴するものである。

【0012】そして請求項5に記載した発明は、同一軸線上に配置された第1サンギヤおよび第2サンギヤと、第1サンギヤに噛合するピニオンと、このピニオンに噛合する他のピニオンと、これらのキャリヤを回転自在に保持するキャリヤと、前記他のピニオンと実質的に一体でかつ第2サンギヤに噛合する更に他のピニオンを回転自在に保持し、かつ前記キャリヤと実質的に一体のキャリヤと、これら実質的に一体の前記他のピニオンと更に他のピニオンとに噛合する実質的に一体のリングギヤとかなる主变速部を有する歯車变速装置であって、第3サンギヤとこの第3サンギヤに対して同心円状に配置された第3リングギヤとこれらの第3サンギヤおよび第3リングギヤの間に配置されかつ互いに噛合する少なくとも一対のピニオンを回転自在に保持する第3キャリヤと備えたダブルピニオン型第3遊星歯車機構が前記主变速部と同一軸線上に配置され、前記主变速部のリングギヤが第3キャリヤに連結され、前記第1サンギヤが第3サンギヤに連結され、前記主变速部のリングギヤが出力要素に連結され、第3リングギヤの回転を選択的に止めるブレーキが設けられていることを特徴するものである。

### 【0013】

【作用】この発明の歯車变速装置は、ダブルピニオン型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構からなる主变速部もしくはそのキャリヤ同士およびリングギヤ同士を一体化したラビニヨ型遊星歯車機構からなる主变速部に、シングルピニオン型もしくはダブルピニオン型遊星歯車機構を同一軸線上に追加設置し、前進段のうち第2速を設定する際に、追加設置した遊星歯車機構を関与させることにより、前進段での各变速比のステップ幅を可及的に均等にしたものである。

【0014】すなわち請求項1に記載した発明では、主变速部におけるダブルピニオン型遊星歯車機構、もしくはラビニヨ型遊星歯車機構のうちのダブルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分で第1速を設定している状態から、固定要素（反力要素）を第3キャリヤに変更すると、主变速部のキャリヤが増速され、それに伴って出力要素と一体のリングギヤが増速されて第2速が設定され

る。すなわち主变速部における第1速と第2速との間に、第3遊星歯車機構の関与する中間段（全体としての第2速）が設定される。その結果、前進段での变速比同士のステップ幅が互いに近い値になる。

【0015】請求項2に記載した発明では、主变速部におけるダブルピニオン型遊星歯車機構、もしくはラビニヨ型遊星歯車機構のうちのダブルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分で第1速を設定している状態から、固定要素（反力要素）を第3リングギヤに変更すると、主变速部のキャリヤが増速され、それに伴って出力要素と一体のリングギヤが増速されて第2速が設定される。すなわち主变速部における第1速と第2速との間に、第3遊星歯車機構の関与する中間段（全体としての第2速）が設定される。その結果、前進段での变速比同士のステップ幅が互いに近い値になる。

【0016】請求項3に記載した発明では、主变速部におけるダブルピニオン型遊星歯車機構、もしくはラビニヨ型遊星歯車機構のうちのダブルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分で第1速を設定している状態から、固定要素（反力要素）を第3サンギヤに変更すると、主变速部のキャリヤが増速され、それに伴って出力要素と一体のリングギヤが増速されて第2速が設定される。すなわち主变速部における第1速と第2速との間に、第3遊星歯車機構の関与する中間段（全体としての第2速）が設定される。その結果、前進段での变速比同士のステップ幅が互いに近い値になる。

【0017】請求項4に記載した発明では、主变速部におけるダブルピニオン型遊星歯車機構、もしくはラビニヨ型遊星歯車機構のうちのダブルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分で第1速を設定している状態から、固定要素（反力要素）を第3キャリヤに変更すると、主变速部のキャリヤが増速され、それに伴って出力要素と一体のリングギヤが増速されて第2速が設定される。すなわち主变速部における第1速と第2速との間に、第3遊星歯車機構の関与する中間段（全体としての第2速）が設定される。その結果、前進段での变速比同士のステップ幅が互いに近い値になる。

【0018】請求項5に記載した発明では、主变速部におけるダブルピニオン型遊星歯車機構、もしくはラビニヨ型遊星歯車機構のうちのダブルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分で第1速を設定している状態から、固定要素（反力要素）を第3リングギヤに変更すると、主变速部のキャリヤが増速され、それに伴って出力要素と一体のリングギヤが増速されて第2速が設定される。すなわち主变速部における第1速と第2速との間に、第3遊星歯車機構の関与する中間段（全体としての第2速）が設定される。その結果、前進段での变速比同士のステップ幅が互いに近い値になる。

【0019】

【実施例】つぎにこの発明を実施例に基づいてより具体

的に説明する。図1において、主变速部を構成するラビニヨ型遊星歯車機構G1とシングルピニオン型遊星歯車機構である第3遊星歯車機構G3とが、ロックアップクラッチ付きトルクコンバータTCと同一軸線上に配置されている。これらの遊星歯車機構の配列順序は、トルクコンバータTC側からの順序である。なお、これらの配列は、トルクコンバータTC側からラビニヨ型遊星歯車機構G1、第3遊星歯車機構G3の順であってもよい。

【0020】ラビニヨ型遊星歯車機構G1は、互いに同一軸線上に配置した互いに径の異なる第1サンギヤS1と第2サンギヤS2とを有し、第1サンギヤS1に軸長の短いショートピニオンP1が噛合し、またこのショートピニオンP1と第2サンギヤS2とに、軸長の長いロングピニオンP2が噛合している。そしてこれらのピニオンP1、P2がキャリヤC1に回転自在に保持されるとともに、サンギヤS1、S2と同心円状に配置したリングギヤR1が、ロングピニオンP2に噛合している。また第3遊星歯車機構G3は、サンギヤS3と、このサンギヤS3と同心円状に配置したリングギヤR3と、これらのギヤS3、R3に噛合したピニオンP3を回転自在に保持するキャリヤC3とを備えている。なお、第1サンギヤS1と第2サンギヤS2とは、いずれが大径であってもよい。

【0021】そのラビニヨ型遊星歯車機構G1のキャリヤC1が第3遊星歯車機構G3のリングギヤR3に一体的に回転するように連結され、また大径のサンギヤS2が第3遊星歯車機構G3のサンギヤS3に連結されている。また出力要素である出力ギヤG0が、ラビニヨ型遊星歯車機構G1のリングギヤR1に一体となって回転するように連結されている。

【0022】つぎにクラッチ手段およびブレーキ手段について説明すると、前記トルクコンバータTCのターピンランナーから動力の伝達される入力軸1が、各遊星歯車機構G1、G3の中心軸線に沿って配置されており、この入力軸1とラビニヨ型遊星歯車機構G1における小径サンギヤS1との間に、多板クラッチである第1クラッチK1が配置され、また、入力軸1と第3遊星歯車機構G3におけるサンギヤS3との間に、多板クラッチである第2クラッチK2が配置されている。さらに、入力軸1とラビニヨ型遊星歯車機構G1のキャリヤC1との間に多板クラッチである第3クラッチK3が配置されている。

【0023】ブレーキ手段として、第3遊星歯車機構G3におけるサンギヤS2を選択的に固定するバンドブレーキである第1ブレーキB1と、第3遊星歯車機構G3のキャリヤC3を選択的に固定する多板ブレーキである第2ブレーキB2と、ラビニヨ型遊星歯車機構G1のキャリヤC1を選択的に固定するバンドブレーキである第3ブレーキB3とが設けられている。

【0024】上述した歯車变速装置においては、前記の

9

クラッチやブレーキを図2に示すように係合させることにより、前進6段・後進1段の変速段を設定することができる。なお、図2において○印は係合状態、空欄は解放状態をそれぞれ示す。以下、各変速段について簡単に説明する。

【0025】前進第1速は、第1クラッチK1 および第3ブレーキB3 を係合させることにより設定する。すなわち第1のサンギヤS1 に入力するとともにそのキャリヤC1 を固定することにより設定する。したがってラビニヨ型遊星歯車機構G1 のリングギヤR1 およびこれと一体の出力ギヤG0 は、入力軸1 に対して、これらのサンギヤS1 とリングギヤR1 とのギヤ比に応じて減速させられて正回転（入力軸1 と同方向の回転）し、前進段で最も変速比の大きい第1速となる。

【0026】第2速は、上記の第1速の状態から、第3ブレーキB3 に替えて第2ブレーキB2 を係合させることにより設定する。すなわち第1のサンギヤS1 に入力するとともに、第3遊星歯車機構G3 のキャリヤC3 を固定する。この場合、ラビニヨ型遊星歯車機構G1 では、出力ギヤG0 と一体のリングギヤR1 に負荷が掛かっている状態で第1のサンギヤS1 が入力軸1と共に正回転しようとするので、キャリヤC1 が逆回転（入力軸1 とは反対方向の回転）しようとし、また第2のサンギヤS2 はキャリヤC1 よりも高速で逆回転しようとする。一方、第3遊星歯車機構G3 においては、前記のキャリヤC1 と一体のリングギヤR3 が逆回転ようとし、また第2のサンギヤS2 と連結されているサンギヤS3 が逆回転ようとし、それに伴ってキャリヤC3 が逆回転方向にトルクを受けるが、このキャリヤC3 がブレーキB2 によって固定されているために、リングギヤR3 は正回転方向にトルクを受けて正回転し、またサンギヤS3 およびこれと一体の第2のサンギヤS2 は反力トルクを受けて減速されて逆回転する。結局、ラビニヨ型遊星歯車機構G1 において第2のサンギヤS2 の逆回転方向への回転数が第1速の場合に対して減じられ、その結果、リングギヤR1 およびこれと一体の出力ギヤG0 が第1速の場合よりも若干增速されて正回転し、第2速となる。

【0027】第3速は、第2速の状態における第2ブレーキB2 に替えて第1ブレーキB1を係合させることによって設定する。すなわち第1のサンギヤS1 に入力するとともに、第2のサンギヤS2 を固定する。したがってこの第3速においては、第2速において逆回転していた第2サンギヤS2 の回転を止めるために、キャリヤC1 およびリングギヤR1 は第2速の場合よりも增速され、したがってリングギヤR1 と一体の出力ギヤG0 の回転数が増大して第3速となる。

【0028】第4速は、3つのクラッチK1 , K2 , K3 の全てあるいはいずれか2つを係合させて設定する。したがってラビニヨ型遊星歯車機構G1 においては、サ

10

ンギヤS1 , S2 とキャリヤC1 とが入力軸1と一体となって回転するために、その遊星歯車機構G1 の全体が一体回転し、その結果、出力ギヤG0 の回転数が入力軸1と等しくなり、直結段である第4速が設定される。

【0029】第5速は、第3クラッチK3 と第1ブレーキB1 とを係合させて設定する。すなわちラビニヨ型遊星歯車機構G1 のキャリヤC1 に入力するとともに第2のサンギヤS2 を固定する。したがってリングギヤR1 およびこれと一体の出力ギヤG0 は、キャリヤC1 よりも高速で正回転し、その結果、オーバードライブ段である第5速が設定される。したがってこの場合の変速比は、第2のサンギヤS2とリングギヤR1 とのギヤ比に基づいて決まる値となる。そしてこの第5速を設定するにあたっては、ラビニヨ型遊星歯車機構G1 におけるシングルピニオン型遊星歯車機構に相当部分のみが関与することになるので、歯車の噛み合い数が少なくなつて動力の伝達効率が向上する。

【0030】第6速は、第5速の状態から第1ブレーキB1 に替えて第2ブレーキB2 を係合させることによって設定する。すなわちラビニヨ型遊星歯車機構G1 におけるキャリヤC1 および第3遊星歯車機構G3 におけるリングギヤR3 を入力軸1と共に回転させた状態で第3キャリヤC3 を第2ブレーキB2 によって固定する。したがって第3遊星歯車機構G3 においては、第5速の時に正回転方向のトルクを受けて正回転していたキャリヤC3 に反力トルクを与えて固定することになるから、サンギヤS3 は逆回転方向に高速で回転することになる。そしてこの第3のサンギヤS3 と一体の第2のサンギヤS2 が高速で逆回転するために、ラビニヨ型遊星歯車機構G1 においてはリングギヤR1 が更に高速回転せられ、したがって出力ギヤG0 が第5速の時よりも高速回転して第2のオーバードライブ段である第6速が設定される。なお、この第6速においても、変速に直接的に関与するのはラビニヨ型遊星歯車機構G1 におけるシングルピニオン型遊星歯車機構に相当する部分と第3遊星歯車機構G3 との2つであつて、ギヤの噛み合い数が少ないので、動力の伝達効率が向上する。

【0031】さらに後進段について説明すると、後進段は、第2クラッチK2 と第3ブレーキB3 を係合させて設定する。すなわち第2のサンギヤS2 に入力するとともにキャリヤC1 を固定する。したがってラビニヨ型遊星歯車機構G1 におけるリングギヤR1 およびこれと一体の出力ギヤG0 は、入力要素である第2のサンギヤS2 に対して減速させられて逆回転し、後進段が設定される。なお、この図1に示す歯車変速装置についての共線図を図3に示してある。

【0032】上述した図1は基本的な構造を示すものであつて、変速ショックを軽減するなどの実用上の要請を考慮した場合には、一方方向クラッチを適宜に追加設置することができる。図4はその一例を示すものであつて、

11

第3ブレーキB3と並列に第1方向クラッチF1が設置され、また第1クラッチK1と第2一方向クラッチF2とが互いに直列に配列されるとともに、これら第1クラッチK1および第2一方向クラッチF2に対して並列に多板クラッチである第4クラッチK4が設置されている。したがってこの図4に示す構成であれば、第1速を設定する場合、ラビニヨ型遊星歯車機構G1のキャリヤC1を、第1一方向クラッチF1が係合することにより固定し、この第1速でエンジンブレーキを効かせる場合に第3ブレーキB3を係合させることになる。また第1速ないし第4速で第1のサンギヤS1が入力要素となるから、第1クラッチK1は第1速ないし第4速で係合させておくことになり、また第4クラッチK4は第1のサンギヤS1を入力要素とするべき第1速ないし第4速でエンジンブレーキを効かせる場合に係合させることになる。

【0033】図5に示す例は、更に第1ブレーキB1および第2ブレーキB2に対しても一方向クラッチを追加設置したものである。すなわち第3ブレーキB3と並列に第1一方向クラッチF1が配置されており、また第2ブレーキB2に対して並列に第2一方向クラッチF2が配置されるとともに、この第2一方向クラッチF2に対して直列に多板ブレーキである第4ブレーキB4が配置されている。さらに第1ブレーキB1に対して第3一方向クラッチF3が並列に配置されるとともに、この第3一方向クラッチF3に対して多板ブレーキである第5ブレーキB5が直列に配置されている。そして第1クラッチK1と直列に第4一方向クラッチF4が配置され、これら第1クラッチK1および第4一方向クラッチF4に対して第4クラッチK4が直列に配置されている。

【0034】したがって第1一方向クラッチF1は第1速を設定する際に係合し、この第1速でエンジンブレーキを効かせる場合に、第3ブレーキB3を係合させる。また第2一方向クラッチF2およびこれと直列の第4ブレーキB4は、第2速を設定する際に係合させ、この変速段でエンジンブレーキを効かせる場合には、第2ブレーキB2を係合させる。さらに第3一方向クラッチF3およびこれと直列の関係に配置された第5ブレーキB5は、第3速を設定する際に係合させ、この第3速でエンジンブレーキを効かせる場合には第1ブレーキB1を係合させる。

【0035】この図5に示す歯車変速装置についての各変速段を設定するための摩擦係合装置の作動状態を示す図表を図6に示してある。なお、図6において○印は係合状態、◎印はエンジンブレーキ時に係合状態、△印は係合状態であっても変速段の設定に関与していない状態、空欄は解放状態をそれぞれ示している。

【0036】上述したように図1あるいはこれに一方向クラッチを追加設置した構成の歯車変速装置では、第1速および第3速はラビニヨ型遊星歯車機構G1によって

10

20

30

40

50

12

設定し、その中間の第2速は、ラビニヨ型遊星歯車機構G1と第3遊星歯車機構G3とが変速に関与することになる。そしてその変速比は図2に一例として示してあるように、第1速が“3. 19”、第2速が“2. 20”、第3速が“1. 50”であるように、これらの各変速比のステップ幅が近似した値になり、また他の変速段においても同様である。なお、この図2に示す各変速段の変速比は、第1のサンギヤS1とリングギヤR1とのギヤ比 $\rho_1$ を“0. 314”、第2のサンギヤS2とリングギヤR1とのギヤ比 $\rho_2$ を“0. 372”、第3遊星歯車機構G3におけるギヤ比 $\rho_3$ を“0. 440”とした場合の値である。したがって上述した構成であれば、前進6段を設定可能であるうえに、各変速比のステップ幅が近似した値になり、その結果、変速ショックが発生しにくく、変速制御の容易な歯車変速装置とすることができる。またオーバードライブ段である第5速および第6速においては、歯車の噛み合い数が少なくなるために動力の伝達効率を従来より向上させることができ

る。

【0037】この発明の更に他の実施例を説明すると、図7は、主変速部に対して追加設置されるシングルピニオン型の第3遊星歯車機構G3における各回転要素の連結関係を図1に示す構成とは異ならせたものである。すなわち第3遊星歯車機構G3のサンギヤS3がラビニヨ型遊星歯車機構G1における第1のサンギヤS1に連結されており、また第3遊星歯車機構G3におけるキャリヤC3がラビニヨ型遊星歯車機構G1におけるキャリヤC1に連結されている。そして第2ブレーキB2は第3遊星歯車機構G3のリングギヤR3を固定するよう配置されている。他の構成は図1に示す構成と同一なので、図7に図1と同一の符号を付してその説明を省略する。

【0038】図7に示す歯車変速装置についての共線図を図8に示してあり、この図8から知られるように、図7に示す構成においても、前進6段・後進1段の変速段を設定することができる。また各変速段を設定するための各摩擦係合装置の係合・解放状態は、前述した図2に示す例と同様である。したがってこの図7に示す構成の歯車変速装置においても第1速と第3速との中間の変速段である第2速を、第3遊星歯車機構G3を作用させて設定するように構成されているため、図1に示す実施例と同様に、各変速段の変速比のステップ幅を近似した値に容易に設定することができ、そのために変速ショックを軽減させ、また変速制御が容易になり、さらにオーバードライブ段での動力の伝達効率が向上する。

【0039】また図7に示す構成についても前掲の図5に示すような一方向クラッチを追加設置することができる。その一例を図9に示してある。なお、図9において一方向クラッチおよびそれぞれと直列の関係にある多板ブレーキの配置関係は、図5に示す構成と同一なので、図9に図5と同一の符号を付してそれらの説明を省略す

13

る。

【0040】図10は、図7に示す歯車変速装置の他の変形例を示すものである。すなわち第2のサンギヤS2と所定の固定部との間に第1一方向クラッチF1と多板クラッチである第4クラッチK4とが直列に配列されている。また互いに直列に配列された第2一方向クラッチF2と多板ブレーキである第4ブレーキB4とが第2ブレーキB2に対して並列に配列されている。さらにラビニヨ型遊星歯車機構G1におけるキャリヤC1と所定の固定部との間に第3一方向クラッチF3と第1ブレーキB1とが直列の関係に配列されている。さらにこの第1ブレーキB1と第4クラッチK4とが互いに直列の関係となるように連結されている。この図10に示す構成の歯車変速装置についての各変速段を設定するための係合作動表を図表として示せば図11のとおりである。この図11における各シンボルの意味するところは、前述した図6におけると同様である。

【0041】つぎに第3遊星歯車機構G3としてダブルピニオン型遊星歯車機構を用いた例について説明する。図12において、第3遊星歯車機構G3は、サンギヤS3とリングギヤR3との間に、互いに噛合する少なくとも一対のピニオンP3を配置し、そのピニオンP3をキャリヤC3によって回転自在に保持したものである。この第3遊星歯車機構G3におけるリングギヤR3が主変速部におけるキャリヤC1に連結されており、また第3遊星歯車機構G3におけるキャリヤC3が主変速部におけるリングギヤR1に連結され、かつ出力ギヤG0に連結されている。そして第2ブレーキB2は第3遊星歯車機構G3におけるサンギヤS3を固定するように配置されている。他の構成は図1に示す構成と同一であり、したがって図12に図1と同一の符号を付してその説明を省略する。

【0042】この図12に示す歯車変速装置においても前進6段・後進1段の変速段を設定することができ、その共線図を図13に示してある。この図13から明らかなように、図12に示す構成の歯車変速装置においても、各クラッチやブレーキを前掲の図2の作動表に示すように係合させることにより、各変速段が設定される。したがって第1速および第3速ないし第5速を主変速部によって設定するのに対して、第2速は主変速部であるラビニヨ型遊星歯車機構G1と第3遊星歯車機構G3とによって設定することになる。それに伴って第1速ないし第6速の各変速段での変速比同士のステップ幅が互いに近似した値になり、そのため図12に示す歯車変速装置においても変速ショックを軽減でき、また変速制御が容易になる。そしてオーバードライブ段でのギヤの噛み合い数が少なくなつて動力の伝達効率が向上することは上述した各実施例と同様である。

【0043】また図12に示す歯車変速装置に対して変速制御を容易にするために一方向クラッチを適宜に付加

10

14

することは可能であつて、その一例を図14に示してある。なお、図14に示す一方向クラッチの配列状態は前述した図5における各一方向クラッチF1, ~F4の配列関係と同様であり、したがつて図14に図5と同一の符号を付してその説明を省略する。

10

【0044】第3遊星歯車機構G3としてダブルピニオン型遊星歯車機構を採用する場合、そのキャリヤC3とサンギヤS3との連結関係を、上述した図12に示すものとは異なることがある。図15はその一例を示しており、第3遊星歯車機構G3のキャリヤC3が第2ブレーキB2に連結されて選択的に固定されるよう構成され、またそのサンギヤS3がラビニヨ型遊星歯車機構G1のリングギヤR1に連結され、かつこのリングギヤR1と共に出力ギヤG0に連結されている。他の構成は図12に示す構成と同様である。

20

【0045】この図15に示す歯車変速装置に対する共線図を図16に示してある。この共線図から明らかなように、図15に示すように構成した場合であつても、前進6段・後進1段の変速段を設定することができ、また各変速段は各クラッチおよびブレーキを図2の作動表に示すように係合させることにより設定することができる。したがつて前述した各実施例と同様な効果を得ることができる。

20

【0046】この図15に示す歯車変速装置についても一方向クラッチを適宜に追加設置して変速制御を容易にすることが可能であり、その例を図17および図18に示してある。図17に示す例は、一方向クラッチF1, ~F4を図14に示す構成と同様に配置したものであり、したがつて図17に図14と同様の符号を付してその説明を省略する。また図18に示す構成は、各摩擦係合装置を前述した図10に構造と同様な関係となるように配置したものであり、したがつて図18に図10と同一の符号を付してその説明を省略する。

30

【0047】図19に示す例は、ダブルピニオン型遊星歯車機構からなる第3遊星歯車機構G3におけるリングギヤR3を第2ブレーキB2によって選択的に固定するよう構成し、それに伴いキャリヤC3をラビニヨ型遊星歯車機構G1のリングギヤR1に連結し、またサンギヤS3を第2のサンギヤS2に連結し、その他の構成を図12あるいは図15に示す構成と同一にしたものである。この図19に示す歯車変速装置についての共線図を図20に示してある。この共線図から明らかなように、図19に示すように構成した場合であつても、前進6段・後進1段の変速段を設定することができ、しかも各変速段を設定するための摩擦係合装置の係合・解放状態は、図2に示すとおりであり、したがつてこの実施例においても、前述した各実施例と同様な効果を得ることができる。そしてまたこの図19に示す構成の歯車変速装置についても図14あるいは図17に示すように一方向クラッチを付加することができ、その一例を図21および

40

50

15

図22に示してある。なお、図21における一方向クラッチおよび各多板式摩擦係合装置の配列関係は、図14あるいは図17に示すものと同様であり、したがって図21に図14あるいは図17と同一の符号を付してその説明を省略する。また図22に示す一方向クラッチおよび各多板式摩擦係合装置の配列関係は、図10あるいは図18に示すものと同様であり、したがって図22に図10あるいは図18と同一の符号を付してその説明を省略する。

【0048】ところで上述した各実施例では、ラビニヨ型遊星歯車機構によって主变速部を構成したが、ラビニヨ型遊星歯車機構はダブルピニオン型遊星歯車機構のキャリヤとシングルピニオン型遊星歯車機構のキャリヤとを一体化させ、かつこれらのリングギヤを一体化させた構造と等価である。したがってこの発明では、ラビニヨ型遊星歯車機構をこれと等価のダブルピニオン型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構を連結した構成に置き換えることができ、その例を図23に示してある。

【0049】この図23に示す例は、前述した図4におけるラビニヨ型遊星歯車機構G1を、これと等価のダブルピニオン型遊星歯車機構G11とシングルピニオン型遊星歯車機構G12とを連結した後に置き換えた例である。したがってこれらダブルピニオン型遊星歯車機構G11のキャリヤC11とシングルピニオン型遊星歯車機構G12のキャリヤC12とが一体的に連結され、またそれぞれのリングギヤR11, R12が一体的に連結されている。他の構成は図4に示す構成と同一である。したがってこの図23に示すように構成した場合であっても、図4に示す例と同様に作用させて前進6段・後進1段の变速段を設定することができ、また各变速比のステップ幅を近似させ、变速ショックが少なく、また变速制御の容易な歯車变速装置とすることができ、さらにオーバードライブ段での動力の伝達効率を向上させることができる。なお、ラビニヨ型遊星歯車機構を、これと等価のダブルピニオン型遊星歯車機構とシングルピニオン型遊星歯車機構との組み合わせに置き換えることは、図4に示す歯車变速装置に以外の歯車变速装置についても同様に実施することができる。

【0050】

【発明の効果】以上説明したようにこの発明によれば、ラビニヨ型遊星歯車機構あるいはこれと等価のダブルピニオン型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構からなる主变速部にシングルピニオン型あるいはダブルピニオン型の第3の遊星歯車機構を付加し、第2速を設定する際に、この第3の遊星歯車機構を作用させて、主变速部による最低速段とそれより1段高速側の变速段との間の中間段として第2速を設定するように構成したから、前進段での各变速比のステップ幅を互いに近似した値に設定することができ、そのため变速ショック

16

が少なく、变速制御の容易な歯車变速装置とすることができる。またオーバードライブ段においては、全ての遊星歯車機構が变速に関与する訳ではなく、そのため歯車の噛み合い数が少なくなつて動力の伝達効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の第1の実施例を示すスケルトン図である。

【図2】係合作動表を变速比と併せて示す図表である。

10 【図3】図1に示す歯車变速装置についての共線図である。

【図4】図1に示す歯車变速装置に一方向クラッチを附加した一例を示すスケルトン図である。

【図5】図1に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を附加した他の例を示すスケルトン図である。

【図6】図5に示す歯車变速装置についての係合作動表を示す図表である。

【図7】第3遊星歯車機構としてシングルピニオン型遊星歯車機構を用いた他の例を示すスケルトン図である。

【図8】図7に示す歯車变速装置についての共線図である。

【図9】図7に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を附加した一例を示すスケルトン図である。

【図10】図7に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式摩擦係合装置を附加した他の例を示すスケルトン図である。

【図11】図10に示す歯車变速装置についての係合作動表を示す図表である。

【図12】第3遊星歯車機構としてダブルピニオン型遊星歯車機構を用いた一例を示すスケルトン図である。

【図13】図12に示す歯車变速装置についての共線図である。

【図14】図12に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を附加した一例を示すスケルトン図である。

【図15】第3遊星歯車機構としてダブルピニオン型遊星歯車機構を採用した他の例を示すスケルトン図である。

【図16】図15に示す歯車变速装置についての共線図である。

【図17】図15に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を附加した一例を示すスケルトン図である。

【図18】図15に示す歯車变速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を附加した他の例を示すスケルトン図である。

【図19】第3遊星歯車機構としてダブルピニオン型遊星歯車機構を採用した更に他の例を示すスケルトン図である。

50

ある。

【図 20】図 19 に示す歯車変速装置についての共線図である。

【図 21】図 19 に示す歯車変速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を付加した他の例を示すスケルトン図である。

【図 22】図 19 に示す歯車変速装置に一方向クラッチおよび多板式の摩擦係合装置を付加した更に他の例を示すスケルトン図である。

【図 23】ラビニヨ型遊星歯車機構をこれと等価のダブルピニオン型遊星歯車機構およびシングルピニオン型遊星歯車機構の組み合わせによって置き換えて構成した例

を示すスケルトン図である。

【符号の説明】

G1 ラビニヨ型遊星歯車機構

G3 第3遊星歯車機構

G11 ダブルピニオン型遊星歯車機構

G12 シングルピニオン型遊星歯車機構

S1, S2, S3 サンギヤ

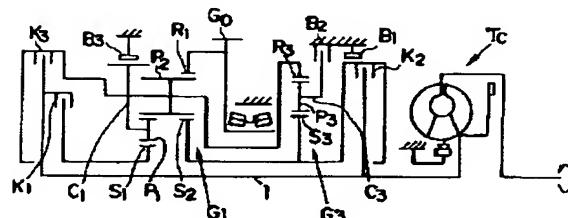
C1, C2, C3, C11, C12 キャリヤ

R1, R2, R3, R11, R12 リングギヤ

G0 出力ギヤ

B2 第2ブレーキ

【図 1】



G1: ラビニヨ型遊星歯車機構

G3: 第3遊星歯車機構

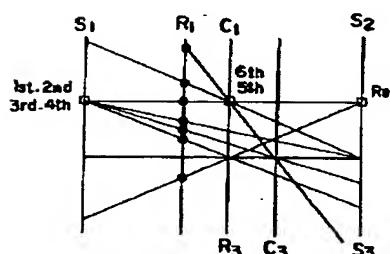
G0: 出力ギヤ

B2 第2ブレーキ

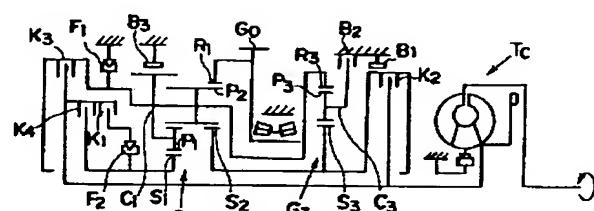
【図 2】

	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	変速比
1速	○					○	$1/f_1$ 3.19
2速	○				○		$\frac{f_1 \cdot f_2 + f_2 (1+f_2)}{f_1 \cdot f_3 + f_3 (1+f_3)}$ 2.20
3速	○			○			$\frac{f_2 + f_1}{f_1 (1+f_2)}$ 1.59
4速	○	○	○				1.0 1.00
5速			○	○			$1/(1+f_2)$ 0.73
6速			○	○			$f_3 / f_3 + f_2 (1+f_2)$ 0.45
倒進	○				○		$-1/f_2$ 2.69

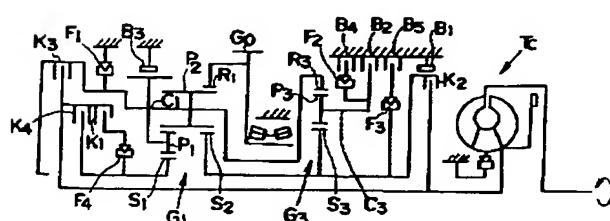
【図 3】



【図 4】



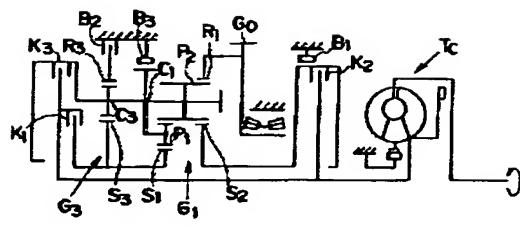
【図 5】



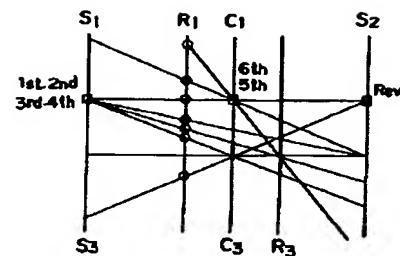
【図 6】

	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>
1速	○		◎		◎				○	○	○	○	
2速	○		◎	◎	◎	○				○	○	○	
3速	○		◎	◎			△	○		○	○	○	
4速	○	○	△	△				△	△		△	△	
5速			○	○				△	△				
6速			○			○			△	△			
倒進	○						○			△	△		

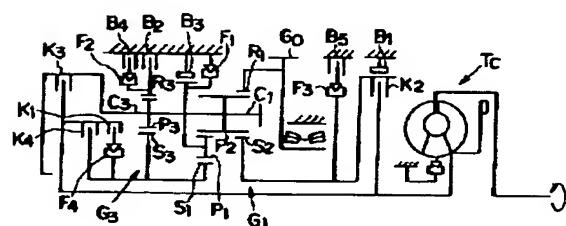
【図 7】



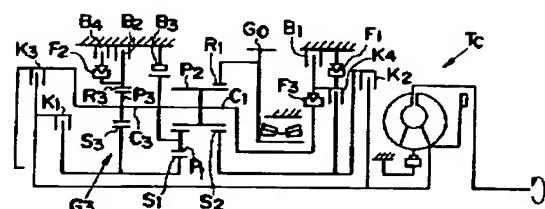
【図 8】



【図 9】



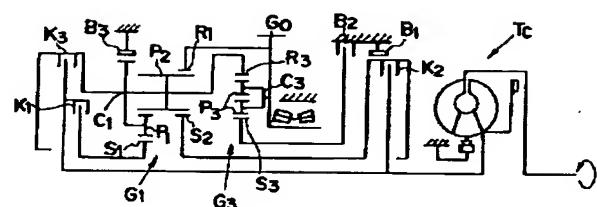
【図 10】



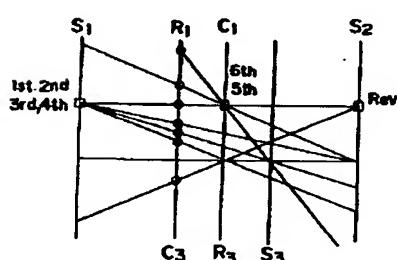
【図 11】

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3	B4	F1	F2	F3
1速	○				◎				○	○	○
2速	○				◎	○	○		○		
3速	○		○	◎				△	○		
4速	○	○	○	○				△			△
5速			○	△	○			△			
6速			○	△	○			△			
倒退	○					○					

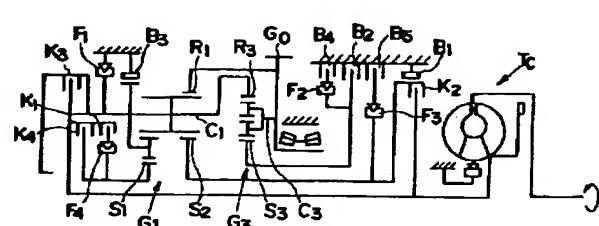
【図 12】



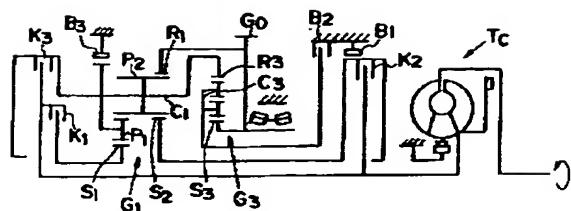
【図 13】



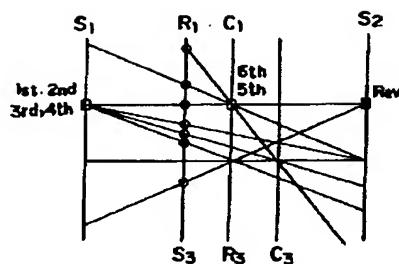
【図 14】



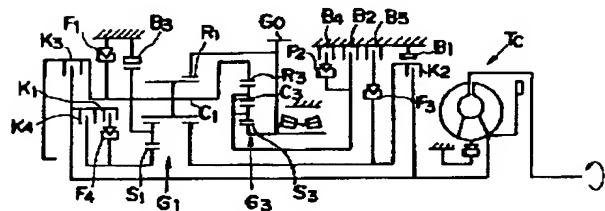
【図 1 5 】



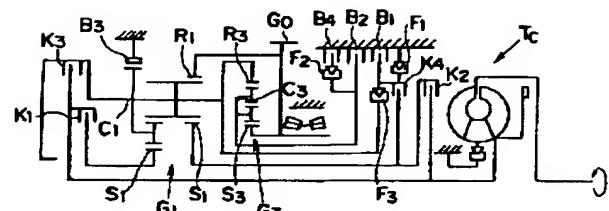
【図 1 6 】



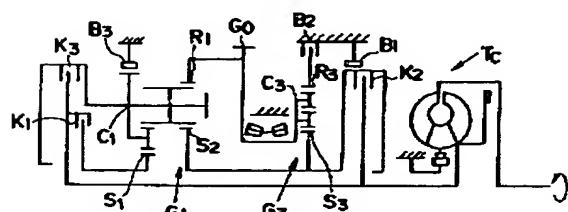
【図 1 7 】



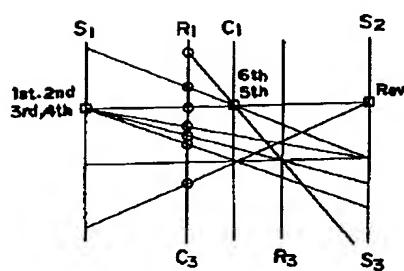
【図 1 8 】



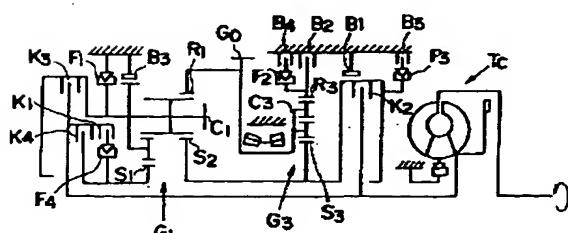
【図 1 9 】



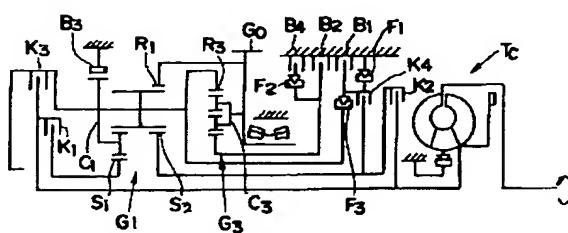
【図 2 0 】



【図 2 1 】



【図 2 2 】



【図23】

